

FALL SAFE DEVICE OF AUTOMATIC SPEED CHANGE GEAR

Patent number: JP62151656

Publication date: 1987-07-06

Inventor: IWATSUKI KUNIHIRO; SHINDO YOSHIO

Applicant: TOYOTA MOTOR CORP

Classification:

- International: F16H61/00; F16H61/12; F16H59/38; F16H59/40; F16H59/46; F16H61/00; F16H61/12; F16H59/38; F16H59/46; (IPC1-7): B60K41/04; F16H5/66; F16H45/02

- european: F16H61/00K; F16H61/12

Application number: JP19850291459 19851224

Priority number(s): JP19850291459 19851224

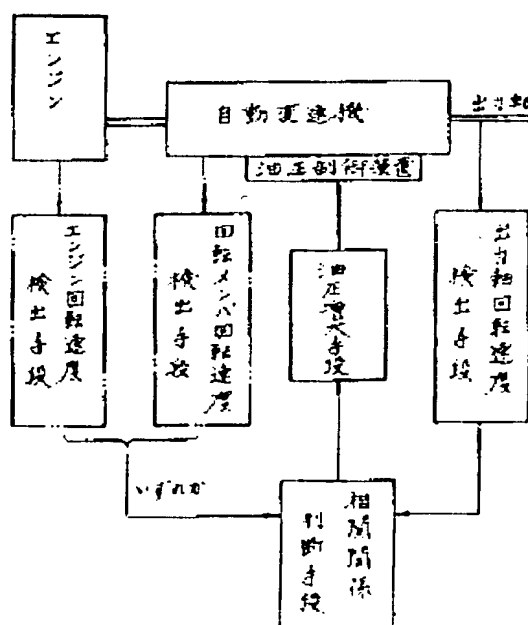
Also published as:

US4785689 (A1)

Report a data error here

Abstract of JP62151656

PURPOSE: To ensure durability even if anything should happen by judging the correlation between the rotating speed of an output shaft of an automatic speed change gear and the rotating speed of a rotating member other than the output shaft or an engine in consideration of a speed change gear ratio to increase the control oil pressure when the correlation is shifted from the proper relation. **CONSTITUTION:** The correlation between the rotating speed of an output shaft of an automatic speed change gear and the rotating speed of a rotating member other than the output shaft or the rotating speed of an engine is judged in consideration of a gear ratio of a speed change step. At the time of abnormality, that is, when the correlation between them is shifted from the proper relation by slippage of a frictional engagement device, the oil pressure in a hydraulic control device is increased. Therefore, even if the control oil pressure is decreased by a trouble in a sensor system, resulting in slippage in the frictional engagement device, the slippage is quickly detected to return to the proper condition. Accordingly, the control oil pressure of the frictional engagement device can be maintained sufficiently even during non-speed change running to ensure durability if anything should happen.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

BEST AVAILABLE COPY

⑫ 公開特許公報(A)

昭62-151656

⑤ Int. Cl.⁴F 16 H 5/66
B 60 K 41/04
F 16 H 45/02

識別記号

庁内整理番号

7331-3J
8108-3D
A-8312-3J

④ 公開 昭和62年(1987)7月6日

審査請求 未請求 発明の数 1 (全10頁)

⑭ 発明の名称 車両用自動変速機のフェイルセーフ装置

⑰ 特 願 昭60-291459

⑱ 出 願 昭60(1985)12月24日

⑲ 発 明 者 岩 月 邦 裕 豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
⑲ 発 明 者 新 藤 義 雄 豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
⑲ 出 願 人 トヨタ自動車株式会社 豊田市トヨタ町1番地
⑲ 代 理 人 弁理士 高 矢 論 外2名

明 細 書

1. 発明の名称

車両用自動変速機のフェイルセーフ装置

2. 特許請求の範囲

(1) 自動変速機の出力軸回転速度を検出する手段と、

前記自動変速機の出力軸を除く回転メンバの回転速度、エンジン回転速度のいずれかを検出する手段と、

変速段のギヤ比から規定される前記出力軸回転速度と回転メンバの回転速度、エンジン回転速度のいずれかとの相関関係の正常、異常を判断する手段と、

該相関関係が異常と判断されたときに前記自動変速機の油圧制御装置内の油圧を増大させる手段と、

を備えたことを特徴とする車両用自動変速機のフェイルセーフ装置。

(2) 前記油圧制御装置内の油圧がライン油圧である特許請求の範囲第1項記載の車両用自動変速

機のフェイルセーフ装置。

(3) 前記油圧制御装置内の油圧を、電磁比例弁制御によつて増大させる特許請求の範囲第1項又は第2項に記載の車両用自動変速機のフェイルセーフ装置。

(4) 前記油圧制御装置内の油圧を、デューティ制御することによつて増大させる特許請求の範囲第1項又は第2項に記載の車両用自動変速機のフェイルセーフ装置。

(5) 前記相関関係が所定量以上ずれたときに該相関関係が異常と判断する特許請求の範囲第1項～第4項のいずれかに記載の車両用自動変速機のフェイルセーフ装置。

(6) 前記相関関係が所定時間以上に亘つて所定量以上ずれたときに該相関関係が異常と判断する特許請求の範囲第1項～第4項のいずれかに記載の車両用自動変速機のフェイルセーフ装置。

(7) 相関関係が異常と判断されたときに警告を発生する特許請求の範囲第1項～第6項のいずれかに記載の車両用自動変速機のフェイルセーフ装

置。

(8) 少なくともエンジン負荷が所定値以上のときに前記相関関係の判断を行う特許請求の範囲第1項～第7項のいずれかに記載の車両用自動変速機のフェイルセーフ装置。

(9) 少なくともロックアップクラッチが係合されているときに前記相関関係の判断を行う特許請求の範囲第1項～第8項のいずれかに記載の車両用自動変速機のフェイルセーフ装置。

(10) 少なくとも変速判断及び変速指令のうちのいずれかから規定時間以上経た後に前記相関関係の判断を行う特許請求の範囲第1項～第9項のいずれかに記載の車両用自動変速機のフェイルセーフ装置。

3. 発明の詳細な説明

〔産業上の利用分野〕

自動車変速機構と複数の摩擦係合装置とを備え、油圧制御装置を作動させることによつて前記摩擦係合装置の係合を選択的に切換え、複数の変速段のうちのいずれかが達成されるように構成した

スロットル開度の如くエンジン負荷を代表すると考えられる値に応じて変化され、エンジン負荷が大きいほどライン油圧が高くなるような制御が行われている。

このライン油圧の制御は、古くはライン油圧を制御するためのプライマリレギュレータバルブの制御ポートに、スロットル開度に応じて変化するスロットル油圧を導入することにより行われている。このスロットル油圧は、一般にアクセルペダルの踏み込み量に応じて増大するばね力とそのスプールに及ぶようなスロットルバルブによつて発生されるようになっていた。近年では、電子式自動変速機が開発されるようになり、制御回路の主要部が電子回路によつて構成されるようになっていた。ここではスロットル開度に関する情報も電気信号の形で取扱われるため、該スロットル開度に関する電気信号に基づいてライン油圧が制御されるような装置も開発されている(例えば実開昭56-125555)。

このように、ライン圧、あるいはスロットル圧

車両用自動変速機は既に広く知られている。

前記摩擦係合装置は、一般に、相対的に回転可能に支持された2組の摩擦板要素と該摩擦板要素を駆動する油圧サーボ装置とからなり、該油圧サーボ装置に油圧が供給されると、前記2組の摩擦板要素が互いに強く押圧され、両者間でトルク伝達が可能な関係に結合されるようになっていた。

こうした摩擦係合装置に対する制御油圧の下限を決める条件は主に次の2点である。

(i) 全シフトポジションの全変速段においてエンジン負荷あるいは車速等の如何に拘らず、当該シフトポジション及び当該変速段を確保できること、即ち、非変速走行時において摩擦係合装置に滑りが生じないトルク容量を確保できること。

(ii) 変速時に摩擦係合装置が損傷しないように一定時間以内で変速が完了できるだけのトルク容量を確保できること。

摩擦係合装置に対する作動油圧は、一般にライン圧又はライン油圧と称されている。従来、このライン油圧は、前記条件に鑑み、通常エンジンの

をコンピュータの指令値によりコントロールできるようになると、例えば特願昭60-263131(未公知)において開示したような非常に詳細な制御を行うことも可能となる。即ち、非変速走行時においては適当な安全率を取つた上でエンジン負荷、車速等に応じて可能な限りライン油圧を低下せしめ、ポンプでの無駄な動力損失を防止することも可能となる(前述の制御油圧の下限を決める条件(i)の精密制御)。

〔発明が解決しようとする問題点〕

しかしながら、このように各センサからの入力信号に応じてコンピュータの指令によつて摩擦係合装置に対する制御油圧を制御するようにした場合、センサ系の誤動作、センサ系～コンピュータ入力系のショート、断線、あるいは自動変速機の油圧制御装置での予閉せぬ油圧漏れ、エンジン出力の予閉せぬ上昇等が生じたときに摩擦係合装置に滑りが発生して当該変速段を適性に維持できなくなり、該摩擦係合装置の耐久性が低下するという恐れが発生する。

〔発明の目的〕

本発明は、このような問題に鑑みてなされたものであつて、こうした予期せぬ事態が万一起つた場合であつても、油圧制御装置の制御油圧をすみやかに適性値にまで上昇させることができ摩擦係合装置の耐久性を確保・向上させることのできる車両用自動変速機のフェイルセーフ装置を提供することを目的とする。

〔問題点を解決するための手段〕

本発明は、車両用自動変速機のフェイルセーフ装置において、第1図にその要旨を示す如く、自動変速機の出力軸回転速度を検出する手段と、前記自動変速機の出力軸を除く回転メンバの回転速度、エンジン回転速度のいずれかを検出する手段と、変速段のギヤ比から規定される前記出力軸回転速度と回転メンバの回転速度、エンジン回転速度のいずれかとの相関関係の正常、異常を判断する手段と、該相関関係が異常と判断されたときに前記自動変速機の油圧制御装置内の油圧を増大させる手段と、を備えたことにより、上記目的を達

電磁比例弁制御によつて増大させることである。あるいは、前記油圧制御装置内の油圧を、デューティ制御することによつて増大させることである。電磁比例弁制御、あるいはデューティ制御自体については、周知の手段を採用することができる。

又、好ましくは、前記相関関係が所定量以上ずれたときに該相関関係が異常と判断することである。これにより、検出系の誤差を吸収することができる。

又、好ましくは、前記相関関係が所定時間以上に亘つて所定量以上ずれたときに該相関関係が異常と判断することである。これにより、瞬間的に生じる相関関係のずれによつて摩擦係合装置が潤つていないと誤判断するのを防止することができる。

又、好ましくは、相関関係が異常と判断されたときに警告を発生することである。これにより、運転者に本発明によるフェイルセーフ機能が作動したことを伝えることができ、速やかに点検処置等を行うように促すことができる。

又、好ましくは、少なくともエンジン負荷が所

成したものである。

〔作用〕

本発明においては、自動変速機の出力軸回転速度と、自動変速機の出力軸を除く回転メンバの回転速度、あるいはエンジン回転速度のいずれかとの相関関係を、変速段のギヤ比を考慮した上で判断し、該相関関係が異常、即ち摩擦係合装置がすべることによつて両者の相関関係が本来あるべき関係からずれたときに自動変速機の油圧制御装置内の油圧を増大させるようにしたため、センサ系の故障等によつて制御油圧が低下し、それによつて摩擦係合装置に滑りが生じたとしても、これを速やかに検出し、適正な状態に復帰させることができる。

好ましい実施態様は、前記油圧制御装置内の油圧がライン油圧とされていることである。それは、非変速走行時において摩擦係合装置に作用する油圧は基本的にライン油圧に依存しているからである。

又、好ましくは、前記油圧制御装置内の油圧を、

定値以上のときに前記相関関係の判断を行うことである。

又、好ましくは、少なくともロツクアップクラッチが係合されているときに前記相関関係の判断を行うことである。

又、好ましくは、少なくとも変速判断及び変速指令のうちのいずれかから規定時間以上経た後に前記相関関係の判断を行うことである。

フェイルセーフに関する判断は、必ずしも全時間に亘つて行う必要はなく、又、ある程度定常的に相関関係が把握できるときに実行した方がフェイルセーフ機能の誤作動を防止することができる。従つて、そのような観点において前記相関関係の判断は例えばエンジン負荷が所定値以上のとき（エンジンが駆動状態にあるとき）、ロツクアップクラッチが係合されているとき、あるいは変速判断及び変速指令のうちのいずれかから規定時間以上経過した後に行つた方がよいものである。

〔実施例〕

以下図面に基づいて本発明の実施例を詳細に説

明する。

まず、第2図にこの実施例が適用される車両用自動変速機の全体概要を示す。

この自動変速機は、そのトランスミッション部としてトルクコンバータ20と、オーバードライブ機構40と、前進3段、後進1段のアンダードライブ機構60とを備える。

前記トルクコンバータ20は、ポンプ21、タービン22、ステータ23、及びロックアップクラッチ24を備えた周知のものである。ポンプ21は、エンジン1のクランク軸10と連結され、タービン22はタービン軸22Aを介してオーバードライブ機構40における遊星歯車装置のキャリア41に連結されている。

前記オーバードライブ機構40においては、このキャリア41によつて回転可能に支持されたプラネタリビニオン42がサンギヤ43及びリングギヤ44と歯合している。又、サンギヤ43とキャリア41の間には、クラッチC₁及び一方向クラッチF₁が設けられており、サンギヤ43と

ハウジングHuとの間には、ブレーキB₁が設けられている。

前記アンダードライブ機構60には、遊星歯車装置としてフロント側及びギヤ側の2列が備えられている。この遊星歯車装置は、それぞれ共通のサンギヤ61、リングギヤ62、63、プラネタリビニオン64、65及びキャリア66、67からなる。

オーバードライブ機構40のリングギヤ44は、クラッチC₁を介して前記リングギヤ62に連結されている。又、前記リングギヤ44とサンギヤ61の間にはクラッチC₂が設けられている。更に、前記キャリア66は、前記リングギヤ63と連結されており、これらキャリア66及びリングギヤ63は出力軸70と連結されている。

一方、前記キャリア67とハウジングHuとの間には、ブレーキB₂及び一方向クラッチF₂が設けられており、更に、サンギヤ61とハウジングHuとの間には、一方向クラッチF₁を介してブレーキB₂が設けられ、又、サンギヤ61とハ

ウジングHuとの間には、ブレーキB₁が設けられている。

この自動変速機は、上述の如きトランスミッション部を備え、エンジン1の負荷状態を反映しているスロットル開度を検出するスロットルセンサ80、及び出力軸70の回転速度を検出する出力軸センサ(車速センサ)82、前記タービン軸22の回転速度を検出するタービン軸センサ83等の信号を入力されたコンピュータ(ECU)84によつて、予め設定された変速マップに従つて油圧制御回路86内の電磁ソレノイドバルブS₁～S₂(シフトバルブ用)、S_L(ロックアップクラッチ用)、及び電磁比例弁S_O(ライン油圧制御用)が駆動・制御され、第3図に示されるような各クラッチ、ブレーキ等の係合の相合わせが行われて変速制御がなされる。第3図においては、○印は係合状態を示し、又◎印は駆動時にのみ係合状態となることを示している。

第4図に示されるように、前記電磁ソレノイドバルブS₁は、2-3シフトバルブを制御し、前

記電磁ソレノイドバルブS₂は1-2シフトバルブ及び3-4シフトバルブを制御する。そして1-2、2-3の各シフトバルブによつてアンダードライブ機構60の第1速段から第3速段の変速制御が行われ、3-4シフトバルブによつてオーバードライブ機構40の変速(第3速段と第4速段間の変速)が行われる。又、前記電磁ソレノイドバルブS_Lは、ロックアップリレーバルブを介してトルクコンバータ20内のロックアップクラッチ24の制御を行い、前記電磁比例弁S_Oは、プライマリレギュレータバルブを介して油圧制御装置86内のライン油圧の制御をそれぞれ行うようになっている(後述)。

なお、第2図において符号90はシフトポジションセンサで、運転者によつて操作されるN(ニュートラル)、D(ドライブ)、R(リバース)等の位置を検出するもの、92はパターンセレクトスイッチで、E(経済走行)、P(パワー走行)等の位置を検出するものであり、又、94はエンジンの冷却水温を検出する水温センサを示し、9

6、98はフットブレーキ、サイドブレーキの作動を検出するブレーキスイッチをそれぞれ示している。

第5図に、前記油圧制御装置86の要部を示す。

図において、S₀が前記電磁比例弁、102がポンプ、103が前記プライマリレギュレータバルブ、104が前記1-2シフトバルブ、S₂が前記電磁ソレノイドバルブ、106が運転者によつて操作されるマニュアルバルブ、107がブレーキB₂に油圧が給排される際の過渡特性を制御するためのアキュムレータをそれぞれ示している。

電磁比例弁S₀は、これ自体周知の物であり、スプール109、110、コイル108、スプリング113、プランジャ111等から構成されている。スプール110とプランジャ111とは軸方向に一体で移動可能に嵌合されている。コイル108は、前記ECU84からの負荷電流I_Pに応じてプランジャ111、従つてスプール110に図中下方向の力F_cを及ぼす。一方、スプリング113はこれと反対方向の力F_sをスプール1

10に及ぼす。又、ポート114にはポンプ102の吐出圧が作用している。ポート115及び116に作用する油圧をP_θ、スプール109のランド109Aのフェイス面積をA₁とするとP_θは(1)式で求まる。

$$P_{\theta} = (F_s - F_c) / A_1 \quad \dots (1)$$

従つて、コイル108によつて発生する図中下方向の力F_cを制御することにより、ポート115に発生するP_θを0～F_s/A₁の任意の値に制御することができる。この油圧P_θは従来、通常カムを介してスロットル開度に対応してスプールが機械的に駆動可能とされたスロットル弁によつて発生されるスロットル圧に相当するものであり、プライマリレギュレータバルブ103によつて発生されるライン油圧の制御用油圧としてポート119に作用するようになっている。

プライマリレギュレータバルブ103においては、従来と同様な作用により制御油圧P_θの値に応じてライン油圧P_Lを発生する。この結果、結局ECU84の指令によつてコイル108への負

荷電流I_Pを制御することにより、ライン油圧P_Lを任意に制御できることになる。なお、プライマリレギュレータバルブ103における調圧関係式を(2)式に示す。

$$P_L = (F_{s2} + (B_2 - B_1) P_R + B_2 P_{\theta}) / B_1 \quad \dots (2)$$

ここで、F_{s2}はスプリング120の作用力、B₁～B₃はスプール123、124のランド121、122、125のフェイス面積である。又、P_Rは、マニュアルバルブ106がリバースレンジにあるときにランド122及び125に印加されるライン油圧である。

次に、係合装置関係について説明する。ここでは、ブレーキB₂を代表させて説明する。

1-2シフトバルブ104のポート126には、電磁ソレノイドバルブS₂の信号圧が作用する。従つて、1-2シフトバルブ104のスプール127は、電磁ソレノイドバルブS₂のON-OFFに応じて図の右-左に駆動する。右に駆動するのはスプリング128の力F_{s3}による。このと

き1-2シフトバルブ104のポート133と129とが連結する。ポート129にはマニュアルバルブ106のポート130からのライン油圧P_LがD(ドライブ)レンジで作用するようになっている。即ち、マニュアルバルブ106のスプール131のDレンジ選択位置でポート130、129、133が連結するようになっている。一方、ポート133は、油路135、チエック弁134を介してブレーキB₂に連結されている。従つて、Dレンジでは、電磁ソレノイドバルブS₂のON-OFFによりブレーキB₂へのライン油圧P_Lの給排が行われる。

油路135にはアキュムレータ107が連結され、ブレーキB₂へのライン油圧P_Lの給排時の過渡的な油圧レベルの制御が行われる。このアキュムレータ107の作動時の油圧P_{B2}は次式で示すように背圧として印加されるライン油圧P_Lに依存して求められる。

$$P_{B2} = F_{s4} + (C_1 - C_2) P_L / C_1 \quad \dots (3)$$

ここで、 F_{s1} はスプリング136の作用力、 C_1 、 C_2 はアキュムレータピストン137の2つのランドのフェイス面積である。

以上の(1)～(3)式より制御油圧 P_θ を電阻比例弁101への負荷電流制御によつて制御することにより、ブレーキ B_2 への油圧 P_{B2} を過渡時を含めて任意にコントロールできるようになっている。

第6図に、上記実施例装置における制御フローを示す。

ステップ202～206でスロットル開度 θ 、出力軸70の回転速度 N_o 、及びタービン軸22Aの回転速度 N_r をそれぞれ読込む。ステップ208におけるFはフロー制御用のフラグである。当初はこのフラグは零に設定されているためステップ210に進む。ステップ210では変速判断の有無を判別する。変速判断があつた場合にはステップ212に進んで変速出力を行いステップ214でフラグFを1に設定し、ステップ216においてタイマをクリア(起動)した後リセットす

る。

その後、再度202～208と進みステップ218でステップ216におけるタイマスタートから規定時間(特許請求の範囲第10項の規定時間) T_o が経過したか否かを判別する。経過時間 t が規定時間 T_o に至らないうちはそのままリセットされ特にフェイルセーフのための判断は行われない。経過時間 t が規定時間 T_o に至つたと判断されたときにはステップ220において再びFを零に設定した後リセットされる。このように変速指令から規定時間 T_o をフェイルセーフのための判断対象時間から除外するのは、このときは一般に判断の基礎となる相関関係(後述)が成立しないためである。

一方、ステップ210において変速なしの判断があつた場合、ステップ222でスロットル開度 θ が所定値 θ_o 以上か否かを判別する。これは、エンジンが駆動状態にあるか否かを判別するためのもので、逆駆動状態(いわゆる惰行状態)では、一方向クラッチがフリーになるため変速段によつ

ては後述する相関関係が成立しないためである。この結果ステップ222においてスロットル開度 θ が所定値 θ_o よりも小さいときはリセット、大きいときはステップ224に進んで出力軸回転速度 N_o に当該変速段のギヤ比 i_o を乗じることによつて計算タービン軸回転速度 N_{ro} を演算する。次いでステップ226において実際のタービン軸回転速度 N_r から該計算タービン軸回転速度 N_{ro} を減ずることによつて相関差 ΔN_r を演算する。

ステップ228においてはこの相関差 ΔN_r は所定値 ΔN_{ro} 以上か否かが判断され、以下であるときには十分なる油圧によつて摩擦係合装置が正常に機能しているとみなしてステップ220においてフラグFを零に設定した後リセットされる。一方、相関差 ΔN_r が所定値 ΔN_{ro} よりも大きいと判断されたときには、摩擦係合装置に滑りが生じていると判断してステップ230において該相関差 ΔN_r から前記電阻比例弁 S_o の補正電流値 ΔI_p を求め、ステップ232において電流補正をした後ステップ234でフラグFを2に設定

し、ステップ236で警告を発生する。

ステップ234においてフラグFが2に設定された後は、ステップ202～208からステップ222以下に進み再度チェックを繰返す。その結果、このフェイルセーフ機能は変速判断に基づく変速出力に優先して実行されることになる。なお、前記ステップ230における相関差 ΔN_r と補正電流値 ΔI_p との関係を第7図に示す。

この補正電流値 ΔI_p については、これをオフセット量として変速時においてもプラスするようにするのは無論有効な手段である。

第8図に他の制御フローの例を示す。先のフローと異なる点は、相関関係を求めるための検出対象を出力軸回転速度 N_o とエンジン回転速度 N_e としている点である。それに伴つて、ステップ302において、タービン軸回転速度 N_r の代りにエンジン回転速度 N_e をモニタしており、ステップ304、306、308、310における N_{ro} 、 N_r 、 ΔN_r 、 ΔN_{ro} が、 N_{eo} 、 N_e 、 ΔN_e 、 ΔN_{eo} に置き代つており、且つ、第6

図のステップ222の後にステップ312が追加され、ロックアップクラッチ24のON、OFFが判断されるようになっている。これは、エンジン回転速度を相関関係を調べる対象として選択した場合、ロックアップクラッチ24がOFF状態では該相関関係を規定することが難しいためである。

なお、上記実施例においては、油圧を増大制御する手段として電磁比例弁及びライン油圧発生弁であるプライマリレギュレータバルブの組合せによる手段が採用されていたが、本発明においては、具体的にどのような手段で油圧を制御するかについて限定するものではない。例えば、第9図に示されるように、調圧弁141、デューティ制御弁140、高圧電磁弁142を設け、該高圧電磁弁142のデューティ比を制御することにより、デューティ制御弁140のポート143に係る調圧油圧をポート144にPθとして任意に調圧するようにしてもよい。この場合、ポート147と第5図の油路点136とを連結し、ポート144と

プライマリレギュレータバルブ103のポート119等に接続し、更に、調圧弁141のポート145と前記油路点136とを連結するようにする。なお、このデューティ制御による調圧については、例えば実公開58-38186、あるいは特開昭56-24246等に詳細な開示がある。

【発明の効果】

以上説明した通り、本発明によれば、自動変速機内の摩擦係合装置に係る制御油圧を少なくとも非変速走行時において十分な大きさに維持しておくことができ、万一の場合でも摩擦係合装置の耐久性を確保することができるという優れた効果が得られる。

4. 図面の簡単な説明

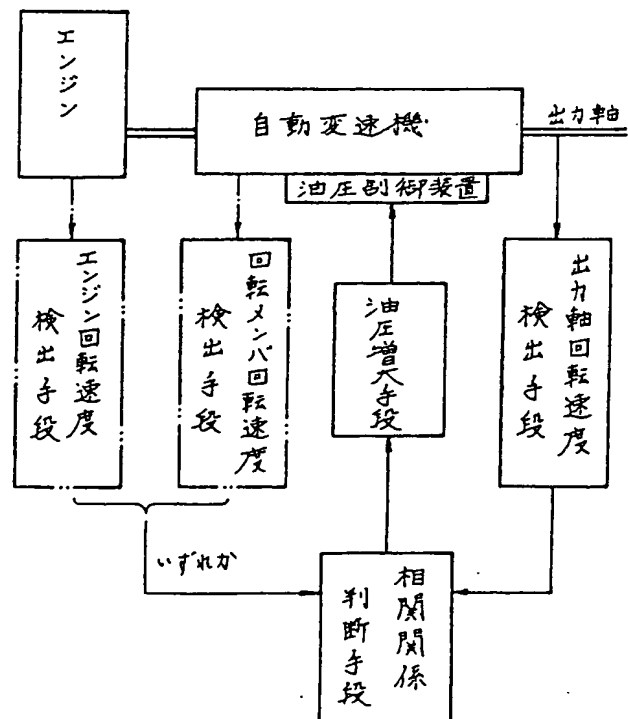
第1図は、本発明の要旨を示すブロック図、第2図は、本発明に係る車両用自動変速機のフエイルヒーフ装置の実施例が適用された自動変速機の全体スケルトン図、第3図は、上記自動変速機での摩擦係合装置の作動状態を示す線図、第4図は、同じく制御系の入出力関係を示す線図、第5図は、

同じく油圧制御装置の要部油圧回路図、第6図は同じく制御ルーチンを示す流れ図、第7図は、相関差 ΔN_T と電磁比例弁の補正電流値 ΔI_P との関係を示す線図、第8図は、他の制御ルーチンの例を示す流れ図、第9図はライン圧変更の他の手段を示すための要部油圧回路図である。

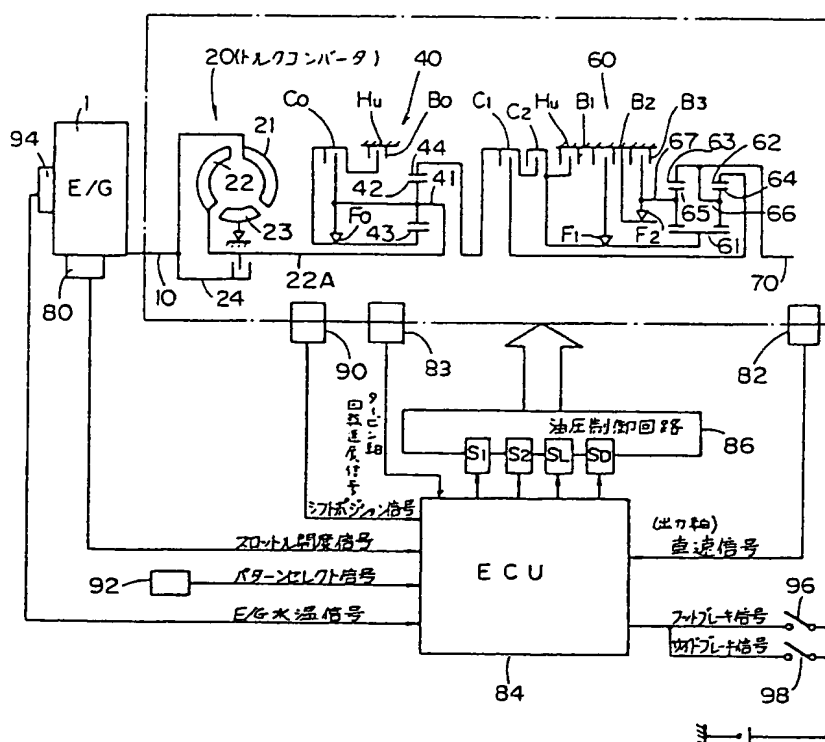
- 1…エンジン、 20…トルクコンバータ、
22A…タービン軸、
40…オーバードライブ機構、
60…アンダードライブ機構、
70…出力軸、 84…ECU、
86…油圧制御回路、 S0…電磁比例弁、
103…プライマリレギュレータバルブ、
140…デューティ制御弁。

代理人 高 矢 論
松 山 圭 佑
牧 野 剛 晴

第 1 図



第 2 図

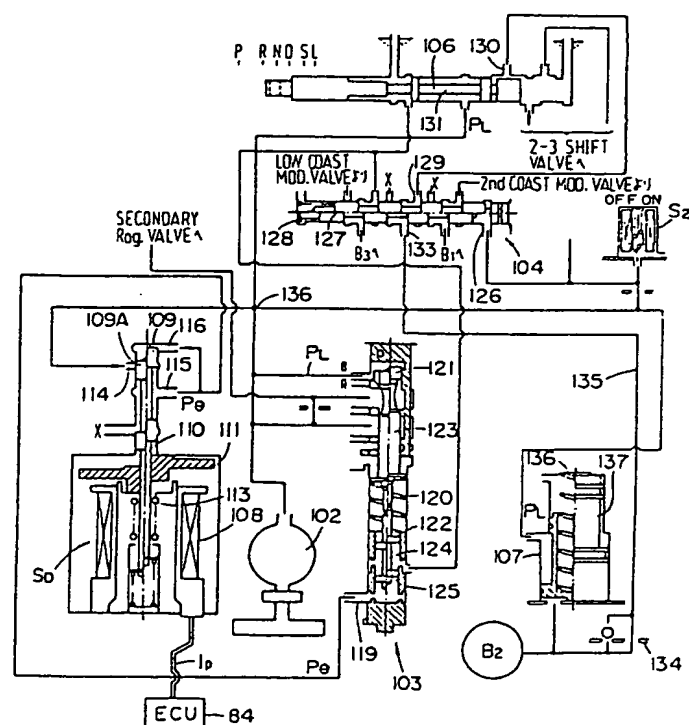


第 3 図

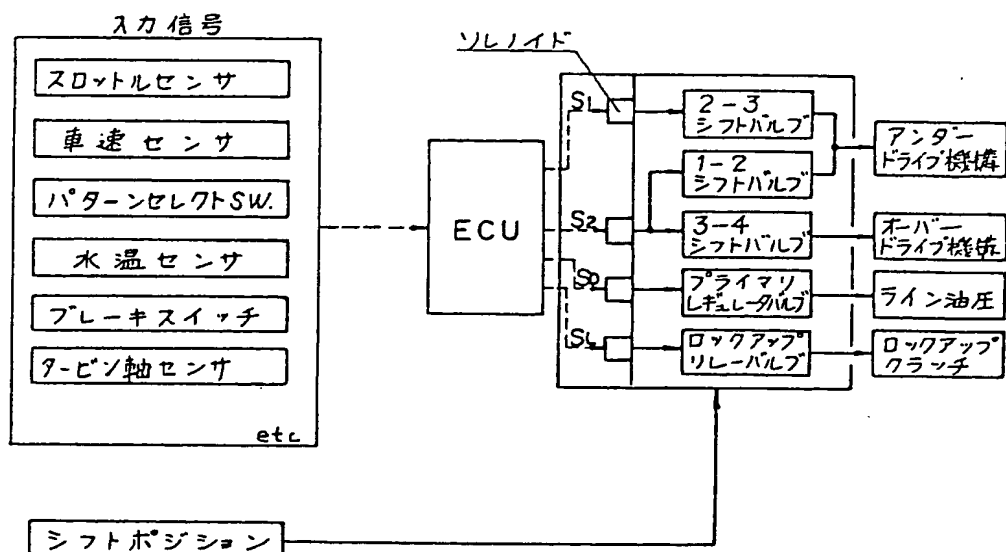
シフトポジション	C1	C2	Co	B1	B2	B3	B0	F1	F2	F0
P			○							
R		○	○			○				
N			○							
D	1	○	○						◎	◎
	2	○	○		○			◎		◎
	3	○	○		○					◎
	4	○	○		○		○			
2	1	○	○						◎	◎
	2	○	○	○	○			◎		◎
	3	○	○	○	○					◎
L	1	○	○			○			◎	◎
	2	○	○	○	○			◎		◎

◎印は駆動時のみ作動

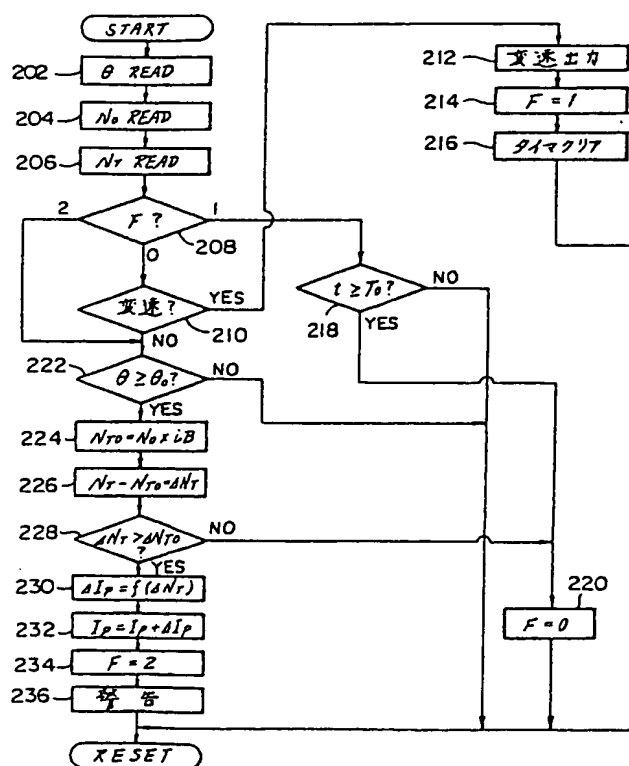
第 5 図



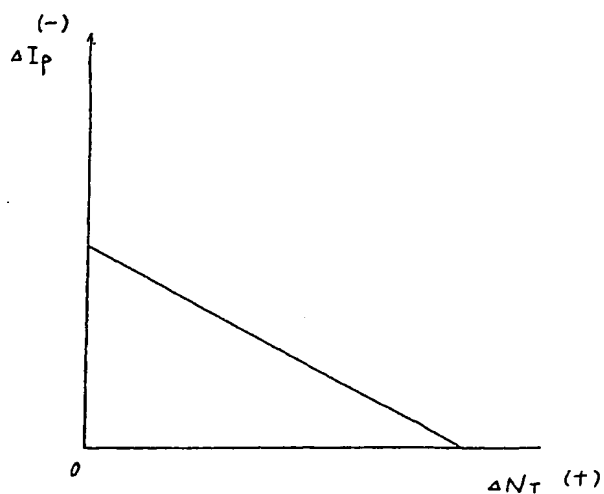
第 4 図



第 6 図



第 7 図



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☒ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.